



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 10 2005 027 940 A1 2006.01.26

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: 10 2005 027 940.6  
(22) Anmeldetag: 16.06.2005  
(43) Offenlegungstag: 26.01.2006

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: B60K 17/10 (2006.01)

(30) Unionspriorität:  
10/883,311 01.07.2004 US

(71) Anmelder:  
Ford Global Technologies, LLC, Dearborn, Mich.,  
US

(74) Vertreter:  
Viering, Jentschura & Partner, 80538 München

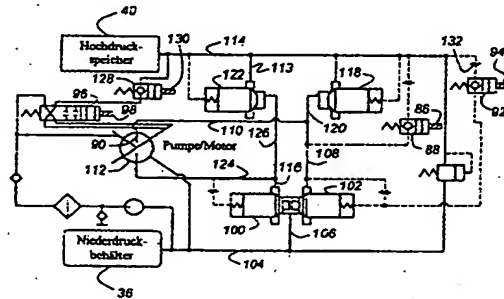
(72) Erfinder:  
Teslak, Chris John, Plymouth, US; Kepner, Ron P.,  
Ann Arbor, Mich., US; Chalk, Peter, Storridge, GB;  
Tang, Chuanchi Steve, Troy, US; Carlson, Cliff  
Robert, Fenton, US

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: Steuerung zum Schalten eines Pumpe/Motor-Betriebsmodus für ein Hydraulik-Hybridfahrzeug

(57) Zusammenfassung: System zum hydraulischen Übertragen von Leistung auf die und von den Räder(n) eines Motorfahrzeuges, aufweisend einen Speicher (40), der Fluid mit relativ hohem Druck enthält, einen Behälter (36), der Fluid mit niedrigerem Druck enthält, und eine Pumpe/Motor (26), die in Antriebsverbindung mit den Rädern (12, 14) ist und einen Einlass (90), einen Auslass (112) und einen variablen Hubraum zum Pumpen von Fluid zwischen dem Speicher (40) und dem Behälter (36) aufweist. Ein erster Schaltkreis verbindet den Einlass (90) mit dem Behälter (36) und den Auslass (112) mit dem Speicher (40). Ein zweiter Schaltkreis, welcher den Einlass (90) mit dem Speicher (40) und den Auslass (112) mit dem Behälter (36) verbindet, weist einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als der des ersten Pfades auf. Eine Steuereinrichtung (74) schaltet zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb, öffnet und schließt den ersten Pfad während des Motorbetriebs und reduziert den Hubraum vor dem Schalten zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb.



**Beschreibung**

[0001] Die Erfindung betrifft einen Hybridfahrzeugantriebsstrang mit einem Motor und einem Hydraulikantrieb. Insbesondere ist die Erfindung auf das Schalten einer Pumpe/Motor zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb gerichtet.

**Stand der Technik**

[0002] Bei einem Hydraulik-Hybridfahrzeug mit hydraulischer Antriebshilfe (HPA) wird Energie von generatorischer Bremsung oder von einem Motor in einem hydropneumatischen Speicher gespeichert, und die Umkehr zwischen mechanischen Antrieb und hydraulischen Antrieb wird durch eine Hochdruckpumpe/motor mit einem variablen Hubraum erreicht. Ein HPA-System unter Verwendung gespeicherter Energie aus generatorischer Bremsung zur Unterstützung der Beschleunigung des Fahrzeuges reduziert die Belastung des Motors und den Kraftstoffverbrauch.

[0003] Wegen der hohen Leistungsdichte, die bei derartigen Hydrauliksystemen verfügbar ist, ist es möglich, einen bedeutenden Teil der Bremsenergie mit einem HPA-System zurück zu gewinnen, das aus einer einzelnen Pumpe/Motor und Druckspeichern besteht. Bei einem Fahrzeug von 7000 lb. und einer Pumpe/Motor mit einem maximalen Hubraum von 150 ccm kann ein HPA-System 72% der verfügbaren Bremsenergie im Stadtzyklus der Umweltschutzhörde (EPA) zurückgewinnen. Die Pumpe/Motor arbeitet über lange Zeiträume mit größeren Hubräumen und einer relativ hohen durchschnittlichen Zykluseffizienz von 88%. Bei einer Rückführung von 56% der Bremsenergie an die Antriebsräder (72% beim Bremsen zurück gewonnen und 88% Übertragungseffizienz sowohl im Pumpen- als auch im Motorbetrieb) ist es möglich, 56% der kinetischen Energie des Fahrzeuges (oder 75% der Geschwindigkeit) während der Beschleunigung unter Vernachlässigung der Straßenbelastungsreibung zurück zu gewinnen. Im EPA-Stadtzyklus war es möglich, beim Bremsen aus 30 mph das Hydrauliksystem zu füllen und dann unter Verwendung nur der gespeicherten Energie aus dem HPA-System wieder angemessen auf etwa 22 mph zu beschleunigen.

[0004] Eine hydraulische oder pneumatische Pumpe/Motor arbeitet in einem Pumpenbetriebsmodus und einem Motorbetriebsmodus. Wenn die Betriebsmodi bei einem Hydraulik-Hybridfahrzeug zwischen Motorbetrieb und Pumpenbetrieb geändert werden, müssen die Einlass- und Auslassöffnungen der Pumpe/Motor durch Ändern des Zustandes mehrerer Ventile in einem Hydrauliksystem zwischen Verbindungen mit Hoch- und Niederdruckquellen geschaltet werden. Dieses Schalten erzeugt eine plötzliche Freigabe von Energie, was eine große Stoßbelastung auf das System bewirken kann. Das Steuerungsverfahren

gemäß der Erfindung minimiert den großen Stoß, der mit diesem Schalten unter Hochgeschwindigkeitsdruck verbunden ist.

[0005] Im Pumpenbetriebsmodus wird Hydraulikfluid von einem Niederdruckbehälter zu einem Hochdruckspeicher bewegt. Der Pumpenauslassdruck steigt, wie sich die Pumpe dreht, und öffnet sehr schnell ein Rückschlagventil, um zu beginnen, Fluid in den Speicher zu drücken. Im Motorbetriebsmodus treibt Hochdruckfluid, das den Speicher verlässt, die Pumpe/Motor in Rotation an und kehrt zu dem Behälter zurück.

[0006] Während des Pumpen- oder Motorbetriebs kann der Hubraum der Pumpe/Motor unabhängig gesteuert werden, um das Volumen von Fluid zu variieren, das bei jeder Umdrehung des Rotors der Pumpe/Motor zwischen deren Einlass- und Auslassöffnungen bewegt wird. Beim Schalten von Pumpenbetrieb in Motorbetrieb ist es notwendig, den Speicher mit der Einlassöffnung oder der Auslassöffnung der Pumpe/Motor zu verbinden und den Behälter mit der anderen der beiden Öffnungen zu verbinden.

[0007] Hochdrucksolenoidventile führen dieses Schalten durch, welches sorgfältig geschehen muss, um gefährliche oder unangenehme Situationen für den Fahrer oder andere Fahrzeuginsassen zu verhindern. Zum Beispiel öffnet beim Schalten von Pumpenbetrieb in Motorbetrieb ein Ventil, um zu ermöglichen, dass Hochdruckfluid zu der Einlassöffnung der Pumpe/Motor strömt. Es gibt eine sofortige Druckerhöhung in der Hydraulikleitung, was eine laute Stoßwelle verursacht, die sich zu der Pumpe/Motor hin verbreitet und die Bauteile zum Schwingen bringen kann. Außerdem werden, wenn die Pumpe/Motor einen positiven Hubraum ungleich Null hat, die Räder des Fahrzeuges von dem Drehmoment angetrieben, das von der Pumpe/Motor übertragen wird, wodurch das Fahrzeug plötzlich und unerwartet bewegt wird.

[0008] Um diese Probleme zu verhindern, wird ein Proportionalventil, dessen Auslass an die Taumelscheibe der Pumpe/Motor angelegt wird, um die Größe des Hubraumes der Pumpe/Motor festzulegen, derart gesteuert, dass es keinen Hubraum beim Schalten zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb gibt. Es gibt einen Hydraulikschaltkreis, der von dem Speicher zu der Einlassöffnung führt. Dieser Hydraulikschaltkreis hat sein eigenes Solenoidventil, und noch wichtiger eine Begrenzung, welche die Strömung begrenzt. Wenn ein Schalten in den Motorbetrieb eintritt, wird dieses Niedrigdurchflussmengenventil zuerst geöffnet, so dass der Druck in den Leitungen und an der Einlassöffnung relativ langsam ansteigt. Nachdem der Druck auf ein ausreichendes Niveau angestiegen ist, wird das Ventil in dem Hauptströmungspfad geöffnet. Wenn nach dem Motorbetrieb für einen vorbestimmten Zeitraum der Druck in

dem Speicher nicht ausreichend ist, um eine zweckmäßige Arbeit auszuführen, wird die Pumpe/Motor in einem Nichtmotorbetriebsmodus gesetzt, um Kavitation zu verhindern, welche sehr laut ist und Hydraulikbauteile beschädigen kann. Das Schalten muss vor dem Auslassen des Speicherdruckes eintreten, um zu verhindern, dass Geräusche und Vibrationen auf die Insassen des Fahrzeuges übertragen werden. In diesem Falle wird das Proportionalventil zur Steuerung des Hubraumes mit einer gesteuerten Rate auf Null heruntergefahren, bevor die Modussteuerventile geschaltet werden.

[0009] Ein System gemäß der Erfindung zum hydraulischen Übertragen von Leistung auf die und von den Räder(n) eines Motorfahrzeuges weist einen Speicher, der Fluid mit relativ hohem Druck enthält, einen Behälter, der Fluid mit niedrigerem Druck enthält, und eine Pumpe/Motor auf, die in Antriebsverbindung mit den Rädern ist und einen Einlass, einen Auslass und einen variablen Hubraum zum Pumpen von Fluid zwischen dem Speicher und dem Behälter aufweist. Ein erster Schaltkreis verbindet den Einlass mit dem Behälter und den Auslass mit dem Speicher. Ein zweiter Schaltkreis, welcher den Einlass mit dem Speicher und den Auslass mit dem Behälter verbindet, weist einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität auf. Eine Steuereinrichtung schaltet zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb, öffnet und schließt den ersten Pfad während des Motorbetriebs, und reduziert den Hubraum vor dem Schalten zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb. Der erste Pfad weist ein erstes Ventil, das auf die Steuereinrichtung zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher und dem Einlass anspricht, und eine erste Öffnung auf, die in Reihe zu dem ersten Ventil mit einer relativ niedrigen Durchflussmengenkapazität angeordnet ist. Der zweite Pfad ist parallel zu dem ersten Pfad zwischen dem Speicher und dem Einlass angeordnet und weist ein zweites Ventil, das auf die Steuereinrichtung zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher und dem Einlass anspricht, und eine zweite Öffnung auf, die in Reihe zu dem zweiten Ventil mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als jener der ersten Öffnung angeordnet ist.

[0010] Das System schaltet den Betrieb eines Hydraulikantriebssystems für ein Fahrzeug zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb durch Bestimmen, ob die Pumpe/Motor in Pumpenbetrieb oder Motorbetrieb eintreten soll, abwechselndes Eintreten in und Austreten aus Pumpenbetrieb und Motorbetrieb, Steuern des Hubraumes während des Pumpenbetriebs und des Motorbetriebs, und Verringern des Hubraumes auf im Wesentlichen Null Hubraum vor dem Austreten aus dem Pumpenbetrieb oder dem Motorbetrieb.

#### Ausführungsbeispiel

[0011] Die Erfindung wird mit Bezug auf die Zeichnung näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

[0012] Fig. 1 ein Schema eines Antriebsstranges für ein Hydraulik-Hybridmotorfahrzeug, das in einem generatorischen Bremsmodus und einem Antriebshilfsmodus arbeitet;

[0013] Fig. 2 ein Schema eines Bremspedals für die Verwendung bei der Steuerung des generatorischen Bremsmodus des Antriebsstranges aus Fig. 1;

[0014] Fig. 3 ein Schema eines Hydrauliksystems für das Fahrzeug, das die Pumpe/Motor, den Speicher, den Behälter, die Steuerventile und die diese verbindenden Hydraulikleitungen zeigt;

[0015] Fig. 4 ein Diagramm der Logik zur Steuerung des generatorischen Bremsung in einem Totzonenbereich der Bremspedalposition; und

[0016] Fig. 5 ein Logikdiagramm zur Steuerung des Hydrauliksystems aus Fig. 3.

[0017] Mit Bezug auf die Zeichnung ist in Fig. 1 ein Hydraulik-Hybridantriebsstrang 10 für den Antrieb von Hinterrädern 12 und Vorderrädern 14 eines Motorfahrzeuges gezeigt. Eine Antriebsquelle 16, wie ein Verbrennungsmotor, ist in Antriebsverbindung mit einem Getriebe 18, vorzugsweise einem Automatikgetriebe, das mehrere Verhältnisse der Drehzahl des Motors und einer Abtriebswelle 20 erzeugt. Geeignete alternative Getriebe sind jene, die manuell betrieben werden und kontinuierlich oder stufenlos variable Übersetzungsverhältnisse mit Kettenantrieb, Riemenantrieb oder Fahrtriebmechanismen erzeugen. Die Getriebeabtriebswelle 20 ist über eine hintere Antriebswelle 22, hintere Achswellen und einen hinteren Differentialmechanismus kontinuierlich in Antriebsverbindung mit den Hinterrädern 12. Ein Verteilergetriebe 24 transferiert einen Teil des von der Antriebswelle 20 übertragenen Drehmoments an eine vordere Antriebswelle 28, welche über einen vorderen Differentialmechanismus und vordere Achswellen in Antriebsverbindung mit den Vorderrädern 14 ist. Das Fahrzeug kann daher im Allrad- oder Vierradantriebsmodus arbeiten.

[0018] Eine hydraulische Pumpe/Motor 26 mit einem variablen Hubraum ist ständig in Antriebsverbindung mit der Getriebeabtriebswelle 20 und der hinteren Antriebswelle 22. Wenn ein Drehmoment in einem positiven Drehmomentrichtungssinn, d.h. von dem Motor auf die Räder übertragen wird, treibt der Motor 16 über das Getriebe 18 und die Antriebswelle 20 die Pumpe/Motor 26 und über die Antriebswelle 22 die Hinterräder 12 an. Wenn das Drehmoment in der negativen Drehmomentrichtung, d.h. von den Rä-

dem auf den Motor übertragen wird, treiben die Hinterräder 12 über die hintere Antriebswelle 22 und das Verteilergetriebe 24 die Pumpe/Motor 26 an. Eine Klauenkupplung, die in dem Verteilergetriebe 24 angeordnet ist, erzeugt eine lösbare Antriebsverbindung zwischen der Pumpe/Motor 26 und der vorderen Antriebswelle 28. Ein Behälter 36, der Hydraulik- und Pneumatikfluid mit relativ niedrigem Druck enthält, ist über Rückschlagventile und Fluidleitungen 38 mit der Pumpe/Motor 26 verbunden, wie mit Bezug auf Fig. 3 beschrieben ist. Gleichmaßen ist ein Speicher 40, der Hydraulik- oder Pneumatikfluid mit relativ hohem Druck enthält, über Rückschlagventile und Fluidleitungen 42 mit der Pumpe/Motor 26 verbunden.

[0019] Wenn das Fahrzeug mit der hydraulischen Antriebshilfe beschleunigt wird, treibt das Hochdruckfluid in dem Speicher 40 die Pumpe/Motor 26 an, und die Räder 12, 14 werden von der Pumpe/Motor 26 drehend angetrieben, welcher dann als ein Fluidmotor arbeitet. Während des Betriebs im generatorischen Bremsmodus wird das Fahrzeug zumindest teilweise durch Rückgewinnen von kinetischer Energie des Fahrzeuges in der Form von Hydraulikdruckfluid, das in dem Speicher 40 enthalten ist, abgebremst. Im generatorischen Bremsmodus pumpt die Pumpe/Motor 26 Fluid von dem Behälter 36 in den Speicher 40. Die Räder 12 treiben die Pumpe/Motor 26 über die hintere Achswelle und hintere Antriebswelle 22 an, und die Pumpe/Motor 26 pumpt Fluid von dem Behälter 36 über eine Druckdifferenz zwischen dem Pumpeneinlass, der mit dem Behälter 36 verbunden ist, und dem Pumpenauslass, der mit dem Speicher 40 verbunden ist. Das in den Speicher 40 eintrötende Fluid komprimiert Stickstoff, der in einer Blase in dem Speicher 40 enthalten ist, und der Speicher 40 wird mit Druck beaufschlagt.

[0020] Mit Bezug auf Fig. 2 verzögert bei einem herkömmlichen Fahrzeug, wenn das Fußbremspedal 50 betätigt wird, das Fahrzeug infolge der Reibungsbremung, d.h. des Reibkontaktes der Bremsklötze oder der Bremsbacken an den Scheiben oder Trommeln der Radbremse. Die kinetische Energie des Fahrzeuges wird durch diesen Reibkontakt in Wärme umgewandelt, welche abgeführt wird. Bei einem generatorischen Bremssystem mit paralleler Totzone ist ein Raum 52 zwischen Verbindungsstangen 54, 56 angeordnet, welche einen Hauptbremszylinder 58 und das Fußbremspedal 50 miteinander verbinden. Der Raum 52 bewirkt, dass sich das Bremspedal aus der in Fig. 2 gezeigten Ruheposition über einen ersten Abschnitt dessen vollständiger Verstellung bewegt, bevor Hydraulikbremsdruck in dem Hauptbremszylinder 58 infolge der Bewegung des Kolbens 60 innerhalb des Hauptbremszylinders 58 erzeugt wird. Dies verzögert die Anwendung der Radreibungsbremsen, wenn das Pedal verstellt wird. Der Bereich der Bremspedalverstellung, in dem keine

Reibungsbremung auftritt, der so genannte „Totzonenbereich“, umfasst vorzugsweise etwa 30% des vollständigen Bereichs der Bremspedalverstellung, die beginnt, wenn das Bremspedal in Ruhelage und nicht verstellt ist.

[0021] Eine Zugfeder 68, die an einem Bremshebel 64 zwischen dem Drehpunkt 66 und dem Pedal 50 befestigt ist, schafft eine Kraft, die von dem Fahrer des Fahrzeuges erfasst wird und der Bremspedalverstellung in dem Totzonenbereich widersteht. Die Kraft der Feder 68, die beim Drücken des Bremspedals 50 erzeugt wird, kompensiert das Fehlen einer Hydraulikdruckkraft entgegen der Pedalverstellung und der Kolbenbewegung in dem Hauptbremszylinder, wenn das Pedal in dem Totzonenbereich ist. Ein Bremskraftverstärker 76 enthält einen Kolben 78, welcher von Motorvakuum betätigt wird, um die Kraft zu erhöhen, die durch Drücken des Bremspedals 50 auf die Verbindungsstange 54 ausgeübt wird.

[0022] Ein Bremspedalpositionswechsler 70 erzeugt ein elektronisches Signal 72 als Eingabe in eine Steuereinrichtung 74, welche die Position des Bremspedals 50 darstellt. Die Steuereinrichtung 74 arbeitet unter Steuerung eines Mikroprozessors, welcher eine programmierte Steuerlogik zur Steuerung des Hydrauliksystems aus Fig. 3 und des Fahrzeugantriebsstranges ausführt. Die Steuereinrichtung 74 empfängt Eingabesignale, die von anderen Sensoren erzeugt werden, die den Fluiddruck an verschiedenen Stellen in dem Hydrauliksystem, den Hubraum der Pumpe/Motor, die Größe eines variablen Taumelscheibenwinkels, der den Hub der Pumpe/Motor ändert, die Verstellung des Gaspedals 44 und des Bremspedals 64, verschiedene Eingaben, die von dem Fahrer des Fahrzeuges erzeugt werden, und Eingaben des Antriebsstrangsystems darstellen. Die Steuereinrichtung 74 gibt Befehlssignale aus, die von solenoidbetätigten Hydrauliksteuerventilen des Hydrauliksystems empfangen werden, was bewirkt, dass die Ventile verschiedene Betriebszustände des Systems und Wechsel dieser Zustände erzeugen.

[0023] Der Druck in dem Hydraulikbremssystem 80, welcher die Reibungsbremsen betätigt, ändert sich wie die Änderung des Drucks in dem Hauptbremszylinder 58 infolge der Verschiebung des Kolbens 60 in dem Zylinder, wenn das Bremspedal 50 gedrückt und gelöst wird. Wenn das Bremspedal 50 genügend über den Totzonenbereich hinaus gedrückt wird, um den Raum 52 zu schließen, drückt der Bremssystemdruck die Bremsklötze 82 in Reibkontakt mit der Bremsscheibe 84, an welcher ein Rad 12 befestigt ist.

[0024] Zusätzlich zu den Reibungsbremsen wird das Fahrzeug auch durch ein generatorisches Bremssystem gebremst. Wenn das Bremspedal 50 gedrückt wird, werden die Betriebszustände der hy-

draulischen Pumpe/Motor 26 zwischen einem Pumpenbetriebszustand und einem Motorbetriebszustand in Antwort auf die von der Steuereinrichtung 74 erzeugten Befehlssignale geändert.

[0025] Das Modusventil 88 wird von einem Solenoid 86 in Antwort auf die Befehlssignale von der Steuereinrichtung 74 zwischen dem in Fig. 3 gezeigten Schließzustand und einem Öffnungszustand geschaltet. Ein Niedrigdurchflussmengenventil 92 wird von einem Solenoid 94 in Antwort auf die von der Steuereinrichtung 74 erzeugten Befehlssignale zwischen dem in Fig. 3 gezeigten Schließzustand und einem Öffnungszustand geschaltet.

[0026] Vorzugsweise ist die Pumpe/Motor 26 eine Schrägachseneinheit mit variablem Hubraum, deren maximaler Hubraum 150 ccm pro Umdrehung beträgt und von Ifield Technology, Inc. im Handel erhältlich ist. Bei einem Spitzendruck von etwa 5000 psi. erzeugt die Pumpe/Motor ein Bremsmoment im Pumpenbetriebsmodus oder ein Beschleunigungsmoment im Motorbetriebsmodus an der Antriebswelle 22 von ungefähr 600 ft-lb. Der Hubraum der Pumpe/Motor wird durch Änderung der Winkelneigung einer Taumelscheibe variiert. Systemfluid in einem Druckbereich von 2500-5000 psi. wird verwendet, um den Taumelscheibenwinkel zu steuern. Ein PID-Regelungssystem erzeugt ständig ein Befehlssignal, das anstrebt, die Differenz zwischen dem momentanen Taumelscheibenwinkel und dem Winkel zu minimieren, welcher der gewünschten Größe des von der Pumpe/Motor 26 erzeugten Drehmoments entspricht.

[0027] Ein Vierwege-Taumelscheibensteuerventil 96, auch als Proportionalventil bezeichnet, ändert den variablen Hubraum der Pumpe/Motor 26 in Antwort auf die von der Steuereinrichtung 74 ausgegebenen Befehle. Ein Solenoid 98 ändert den Zustand des Ventils 96 zwischen drei Zuständen, nämlich einer Mittelposition, in welcher der Einlass und der Auslass des Ventils 96 voneinander getrennt sind, einer linken Position, in welcher sich die Winkelneigung der Taumelscheibe und der Hubraum der Pumpe/Motor 26 verringern, und einer rechten Position, in welcher sich der Taumelscheibenwinkel und der Hubraum der Pumpe/Motor 26 erhöhen. Das Proportionalventil 96 wird von dem Solenoid 98 in Antwort auf die Befehlssignale von der Steuereinrichtung 74 zwischen seinen Zuständen geschaltet.

[0028] Tellerrückschlagventile 100, 102 bewegen sich aus der Position in Fig. 3 nach rechts, um eine Hydraulikverbindung zwischen dem Behälter 36 und dem Einlass 90 der Pumpe/Motor 26 über die Leitungen 104, 106, 108, 110 zu öffnen. Die Tellerrückschlagventile 100, 102 bewegen sich aus der Position in Fig. 3 nach links, um eine Hydraulikverbindung zwischen dem Auslass 112 der Pumpe/Motor 26 und

dem Behälter 36 über die Leitungen 124, 116, 106, 104 zu öffnen. Ein Tellerventil 118 bewegt sich aus der Position in Fig. 3 nach rechts, um eine Hydraulikverbindung zwischen dem Speicher 40 und dem Einlass 90 der Pumpe/Motor 26 über die Leitungen 114, 120, 110 zu öffnen. Ein Tellerventil 122 bewegt sich aus der Position in Fig. 3 nach links, um eine Hydraulikverbindung zwischen dem Auslass 112 der Pumpe/Motor 26 und dem Speicher 40 über die Leitungen 124, 126, 113, 114 zu öffnen. Die Tellerventile 118 und 122 sind in den in Fig. 3 gezeigten Positionen geschlossen.

[0029] Ein Absperrventil 128, das von einem Solenoid 130 in Antwort auf Befehlssignale von der Steuereinrichtung 74 gesteuert wird, öffnet und schließt abwechselnd eine Verbindung zwischen dem Speicher 40 und einem Einlass des Ventils 96.

[0030] Beim Betrieb öffnet zum Einstellen des Hydrauliksystems in den Pumpenbetriebsmodus das Absperrventil 128 eine Verbindung von dem Speicher 40 zu dem Proportionalventil 96, welches in den Zustand nach rechts bewegt wird, in dem das Solenoid 98 mit variabler Kraft bereit ist, den Hubraum der Pumpe/Motor 26 durch Erhöhung des Taumelscheibenwinkels zu erhöhen. Die Tellerrückschlagventile 100, 102 werden nach rechts bewegt, um den Behälter 36 über die Hydraulikleitungen 104, 106, 108, 110 mit dem Einlass 90 der Pumpe/Motor 26 zu verbinden. Das Tellerventil 118 schließt die Leitung 120 von dem Speicher 40, jedoch öffnet das Tellerventil 122 die Leitung 126 zu dem Speicher 40 über die Leitung 114, wenn die Pumpe/Motor 26 umgekehrt arbeitet und der Druck an dem Pumpenauslass 112 den Druck in dem Speicher 40 überschreitet. Diese Schritte vollenden einen Hydraulikschaltkreis von dem Behälter 36 zu der Pumpe/Motor 26 und über diese, und von der Pumpe/Motor 26 zu dem Speicher 40. Vorzugsweise ist das an das Solenoid 98 angelegte Steuersignal ein elektrischer Strom im Bereich von 0-2 A. Der Taumelscheibenwinkel und der Hubraum der Pumpe/Motor 26 ändern sich proportional zu der Größe des Stromsignals an dem Solenoid 98.

[0031] Der Pumpenhubraum ist direkt auf das Drehmoment bezogen, das notwendig ist, um den Pumpenrotor bei einem vorgegebenen Hydraulikdruck zu drehen. Wenn das Bremspedal 50 in dem Totzonenbereich ist, arbeitet das System im Pumpenmodus, und die Fahrzeugbremsung wird vollständig mit der Pumpe 26 durchgeführt. Wenn das Bremspedal über den Totzonenbereich hinaus verstellt wird, wird die Fahrzeugbremsung durch Kombination von generatorischer Bremsung und Reibungsbremsung im richtigen Verhältnis durchgeführt, um die von dem Fahrer des Fahrzeuges gewünschte Verzögerungsrate zu erreichen.

[0032] Vor dem Schalten des Hydrauliksystems aus

dem Pumpenbetriebsmodus in den Motorbetriebsmodus bewirkt zuerst das Proportionalventil 96, dass der Hubraum der Pumpe/Motor 26 Null wird, so dass eine Kavitation der Pumpe/Motor während des Übergangs verhindert wird. Ebenso wird die Proportionalsteuerung verhindert, d.h. wenn die Steuereinrichtung bestimmt, dass ein positiver Taumelscheibenwinkel gewünscht wird, um die Anforderungen des Antriebsstrangsystems zu erfüllen, hält die Steuereinrichtung den Hubraum der Pumpe/Motor 26 trotzdem auf Null, bis der Übergang des Systems in den Motorbetriebsmodus vollendet ist.

[0033] Das Absperrventil 128 wird auf einen Befehl von der Steuereinrichtung 74 mit dessen betätigten Solenoid 130 geschlossen. Dann wird das Niedrigdurchflussmengenventil 92 geöffnet, welches die Tellerrückschlagventile 100, 102 nach links drückt, wodurch die Leitung 106 von der Leitung 108 geschlossen wird und die Leitung 116 über die Leitungen 104, 106 zu dem Behälter 36 geöffnet wird. Dies öffnet eine Hydraulikverbindung zwischen dem Behälter 36 und dem Auslass 112 der Pumpe/Motor. Bei dem so angeordneten Hydrauliksystem ist der Speicher 40 über die Leitung 114, eine Drosselstelle 132, das Niedrigdurchflussmengenventil 92 und die Leitungen 108, 110 mit dem Einlass 90 verbunden. Das Niedrigdurchflussmengenventil 92 wird für einen Zeitraum von etwa 200 ms geöffnet, bis das System von dem Speicher 40 ausreichend mit Druck beaufschlagt ist. Die Steuereinrichtung 74 weist einen Rückwärtszähl-Timer auf, welcher in etwa 200 ms abläuft, nachdem der Übergang zum Pumpenbetriebsmodus beginnt.

[0034] Wenn der Rückwärtszähl-Timer abgelaufen ist, schließt das Niedrigdurchflussmengenventil 92, und das Modusventil 88 öffnet zu dem Speicherdruck, welcher das Tellerventil 118 nach rechts bewegt, wodurch eine Verbindung mit hoher Durchflussmenge zwischen dem Speicher 40 und dem Einlass 90 der Pumpe/Motor über die Leitung 114, das Tellerventil 118 und die Leitungen 120, 110 öffnet. Diese Schritte vollenden den Übergang in den Motorbetriebsmodus. Anschließend erlaubt die Steuereinrichtung 74 eine Proportionalsteuerung, und der Hubraum der Pumpe/Motor 26 folgt der Eingabe von dem Gaspedal, welche die gewünschten Erhöhungen und Reduzierungen des Raddrehmoments darstellt.

[0035] Mit Bezug auf Fig. 4 wird, nachdem der Fahrer des Fahrzeuges das Bremspedal drückt, die Weite, bis zu der das Bremspedal gedrückt wird, die so genannte „Bremspedalposition“ 150, verwendet, um die momentan gewünschte Fahrzeugverzögerungsrate 152 zu bestimmen. Der Bremssystemhydraulikdruck 154 an den Radbremsen wird mit der Bremspedalposition 150 verwendet, um die entsprechende Fahrzeugverzögerungsrate infolge der Anwendung der Reibungsbremsen 156 zu bestimmen. Der Profil-

widerstand an dem Fahrzeug 158 infolge von Reifenreibung und Luftreibung und die Wirkungen der Motorbremsung werden verwendet, um die Fahrzeugverzögerung infolge dieser Faktoren zu bestimmen. Die Fahrzeugverzögerungsrate 152, 156, 158 werden durch Summierung 160 mathematisch addiert, um eine Nettofahrzeugverzögerungsrate 162 zu erhalten.

[0036] Bei 164 wird die Fahrzeugmasse mit der Nettofahrzeugverzögerungsrate 162 multipliziert, um die Größe der Kraft zu erhalten, welche bei Ausübung auf das Fahrzeug die Nettofahrzeugverzögerungsrate 162 ergeben würde.

[0037] Diese Kraft wird bei 166 in ein äquivalentes Raddrehmoment 168 unter Verwendung der Reifengröße und eines nominellen Reibungskoeffizienten zwischen den Reifen und der Straßenfläche umgewandelt. Bei 170 wird das zur Beibehaltung der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit erforderliche Raddrehmoment berechnet. Durch Summierung 172 wird die Größe der Differenz zwischen den Drehmomenten 168 und 170 berechnet, um die Änderung des Raddrehmoments 174 zu bestimmen, das notwendig ist, um das Fahrzeug mit der gewünschten Verzögerungsrate 152 aus der momentanen Geschwindigkeit zu stoppen.

[0038] Bei 176 wird dieses Differenzdrehmoment 174 durch die Achsübersetzung geteilt, um die Größe des Drehmoments 178 zu bestimmen, die von dem Drehmoment abgezogen werden muss, das von der Antriebswelle 28 auf die Pumpe/Motor 26 übertragen wird, um die gewünschte Fahrzeugverzögerungsrate 152 zu erlangen. Dann wird bei 180 der dem Drehmoment 178 entsprechende Pumpenhubraum berechnet. Die Steuereinrichtung 74 erzeugt ein Befehlssignal, das an das Solenoid 98 des Proportionalventils 96 übertragen wird, um die Winkelposition der Taumelscheibe zu ändern und den Hubraum der Pumpe/Motor 26 auf den bei 180 berechneten Pumpenhubraum zu ändern.

[0039] Die Bremshaltesteuerung verwendet das Hydraulikantriebssystem zum Abbremsen eines gestoppten Fahrzeuges gegen Kriechen, wenn das Automatikgetriebe 18 in Gang ist, trotzdem es wenig oder gar keine kinetische Energie des Fahrzeuges zum Rückgewinnen durch generatorische Bremsung gibt. Die Bremshaltesteuerung bestimmt, ob (1) das Getriebe 18 in Gang ist, d.h. ob ein vom Fahrer des Fahrzeuges gesteuerter Gangwahlhebel im Fahrbereich ist, (2) das Bremspedal 50 gedrückt ist, und (3) das Fahrzeug gestoppt ist oder eine Geschwindigkeit hat, die gleich oder geringer als eine niedrige Referenzgeschwindigkeit ist. Die Position des Gangwahlhebels wird vom Fahrer des Fahrzeuges durch Bewegen eines Wählschalters zwischen den Bereichen Vorwärtsfahrt, Parken, Neutral und Rückwärtsfahrt,

die als PRNDL-Positionen bezeichnet werden, gesteuert.

[0040] Wenn diese Bedingungen zutreffend sind, und vorausgesetzt, das Gaspedal 44 ist nicht gedrückt, wird die Bremshaltesteuerung aktiviert. Das Modusventil 88 wird in Antwort auf ein Steuersignal von der Steuereinrichtung 74 durch das Solenoid 86 in die Pumpenposition gestellt. Das Absperrventil 128 wird durch das Solenoid 130 betätigt, wodurch der Speicher 40 mit dem Einlass des Taumelscheibensteuerventils 96 verbunden wird, so dass durch den Betrieb des Solenoids 98 in Antwort auf Befehle von der Steuereinrichtung 74 der Hubraum der Pumpe/Motor 26 vorzugsweise linear auf deren maximalen Hubraum vergrößert werden kann. Der Hubraum der Pumpe/Motor 26 wird derart vergrößert, dass die Größe des von der Pumpe/Motor 26 auf die Räder 12 übertragenen negativen Drehmoments größer als die Größe des von dem Motor über das Getriebe 18 und dessen Drehmomentwandler auf die Räder 12 übertragenen positiven Drehmoments ist. In dieser Weise werden die Fahrzeigräder 12 ausreichend abgebremst, so dass das Fahrzeug infolge der Wirkung des leerlaufenden Motors, der ein Drehmoment über den Drehmomentwandler des Automatikgetriebes auf die Räder überträgt, nicht krieht. Diese Steuerung erfordert einen minimalen Kraftaufwand am Bremspedal, um das Fahrzeug in einem Leerlaufzustand gestoppt zu halten.

[0041] Die Steuereinrichtung 74 bestimmt die Größe des von dem Motor erzeugten Drehmoments auf der Basis der Motordrehzahl, der Motordrosselposition, des Luftmassenstromes und anderer einschlägiger Motorparameter. Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes und die Achsübersetzung werden dann verwendet, um das von dem leerlaufenden Motor auf die Räder übertragene Drehmoment durch Berechnung zu bestimmen. Dieses Drehmoment ist mit dem Drehmoment 170 aus Fig. 4 vergleichbar. Der Hubraum der Pumpe/Motor 26, die genügend negatives Drehmoment an den Rädern erzeugt, um auf das Leerlaufdrehmoment zu reagieren, wird wie mit Bezug auf Schritt 178 beschrieben bestimmt. Dann erzeugt die Steuereinrichtung ein Befehlssignal, das an das Solenoid 98 des Proportionalventils 96 übertragen wird, um die Winkelposition der Taumelscheibe und den Hubraum der Pumpe/Motor 26 auf einen Hubraum zu ändern, der etwas größer als der bei 178 berechnete Pumpenhubraum ist.

[0042] Mit Bezug auf Fig. 5 prüft nach der Initialisierung bei 200 die Steuerung, die von der Steuereinrichtung 74 ausgeführt wird, zuerst bei 202, ob alle Ventile geschlossen sind. Dann wird bei 204 eine Überprüfung durchgeführt, um zu bestimmen, ob die Bedingungen für den Eintritt in den Pumpenbetriebsmodus erfüllt sind. Der Pumpenbetriebsmodus wird eingegeben, wenn die Steuereinrichtung einen Be-

darf für erhöhtes Drehmoment bestimmt, die Fahrzeuggeschwindigkeit geringer als etwa 30-40 mph ist, der Druck im Speicher geringer als eine vorbestimmte Größe ist, und andere ähnliche Bedingungen des Antriebsstrangsystems erfüllt sind. Wenn diese Bedingungen logisch wahr sind, wird bei 206 von der Steuereinrichtung 74, die ein Befehlssignal an deren betätigenden Solenoid 130 ausgibt, das Absperrventil 128 in dessen Zustand EIN gesetzt. Das Proportionalventil 96 wird bei Schritt 208 durch Änderung der Größe des dem Solenoid 98 zugeführten Stromes in seine gewünschte Hubraumgröße versetzt, und bei 210 wird eine vollständige Proportionalsteuerung ausgelöst. Wenn die Bedingungen für den Austritt aus dem Pumpenbetriebsmodus vorliegen, wird bei 212 das Proportionalventil 96 heruntergefahren, um bei 214 den Hubraum der Pumpe/Motor auf Null zu bringen. Die Bedingungen für den Austritt aus dem Pumpenbetriebsmodus sind im Wesentlichen entgegengesetzt zu den entsprechenden Bedingungen für den Eintritt in den Pumpenbetriebsmodus.

[0043] Wenn die Bedingungen für den Eintritt in den Pumpenbetriebsmodus logisch falsch sind, wird bei 216 eine Überprüfung durchgeführt, um zu bestimmen, ob die Bedingungen für den Eintritt in den Motorbetriebsmodus logisch wahr sind. Wenn dies zutrifft, wird bei 218 die Proportionalsteuerung verhindert, das Absperrventil 128 wird bei 220 durch Ausgeben eines Befehlssignals an dessen betätigenden Solenoid 130 in dessen Zustand EIN gesetzt, das Niedrigdurchflussmengenventil 92 wird bei 222 in dessen Zustand EIN gesetzt, und der Niedrigdurchflussmengen-Timer wird gesetzt. Die Bedingungen für den Eintritt in den Motorbetriebsmodus umfassen einen Antriebsstrangzustand, für welchen ein von der Pumpe/Motor erzeugtes Drehmoment erwünscht ist, um die Fahrzeigräder anzutreiben, das Vorliegen einer ausreichenden Größe von Fluiddruck und Volumen in dem Speicher, die Fahrzeuggeschwindigkeit in einem Bereich von 0-30 mph, und zusätzliche Antriebsstrangsystemzustände. Bei 224 wird eine Überprüfung durchgeführt, um zu bestimmen, ob der Niedrigdurchflussmengen-Timer abgelaufen ist. Wenn dies zutrifft, wird bei 226 das Modusventil 88 in dessen Zustand EIN gesetzt, und das Niedrigdurchflussmengenventil 92 wird auf AUS geschaltet. Als nächstes wird bei 228 eine vollständige Proportionalsteuerung ermöglicht. Bei 230 wird eine Überprüfung durchgeführt, um zu bestimmen, ob die Bedingungen für den Austritt aus dem Motorbetriebsmodus logisch wahr sind. Wenn dies zutrifft, beginnt bei 232 das Proportionalventil 96, den Hubraum des Motors und das von der Pumpe/Motor 26 ausgegebene Drehmoment auf Null herunterzufahren. Wenn das Proportionalventil die lineare Absenkung des Hubraumes der Pumpe/Motor auf Null beendet hat, wie durch einen positiven Test bei 234 angezeigt ist, wird bei 236 das Modusventil 88 geschlossen.



### Patentansprüche

1. Antriebsstrangsystem zum hydraulischen Übertragen von Leistung auf die und von den Räder(n) eines Motorfahrzeuges, aufweisend:  
einen Speicher (40), der Fluid mit relativ hohem Druck enthält;  
einen Behälter (36), der Fluid mit niedrigerem Druck enthält;  
eine Pumpe/Motor (26), die in Antriebsverbindung mit den Rädern (12, 14) ist und einen variablen Hubraum zum Pumpen von Fluid zwischen dem Speicher (40) und dem Behälter (36) sowie einen Einlass (90) und einen Auslass (112) aufweist;  
einen ersten Schaltkreis, der den Einlass (90) mit dem Behälter (36) verbindet und den Auslass (112) mit dem Speicher (40) verbindet;  
einen zweiten Schaltkreis, der den Einlass (90) mit dem Speicher (40) und den Auslass (112) mit dem Behälter (36) verbindet, und der einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als der des ersten Pfades aufweist; und  
eine Steuereinrichtung (74) zum Schalten zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb, Öffnen und Schließen des ersten Pfades während des Motorbetriebs, und Reduzieren des Hubraumes vor dem Schalten zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb.

2. System nach Anspruch 1, ferner aufweisend: einen Motor (16), der in Antriebsverbindung mit den Rädern (12, 14) und der Pumpe/Motor (26) ist, für den Antrieb der Pumpe/Motor (26), um Fluid während des Pumpenbetriebs von dem Behälter (36) zu dem Speicher (40) zu pumpen.

3. System nach Anspruch 1, wobei der erste Schaltkreis ferner ein erstes Rückschlagventil aufweist, das eine Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Auslass (112) bei einer ersten vorbestimmten Druckdifferenz über dem ersten Rückschlagventil öffnet und die Verbindung bei einer geringeren Druckdifferenz als der ersten Druckdifferenz über dem ersten Rückschlagventil schließt.

4. System nach Anspruch 1, wobei:  
der erste Pfad ein erstes Ventil, das auf die Steuereinrichtung (74) zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) anspricht, und eine erste Öffnung aufweist, die in Reihe zu dem ersten Ventil mit einer relativ niedrigen Durchflussmengenkapazität angeordnet ist; und  
der zweite Pfad parallel zu dem ersten Pfad zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) angeordnet ist und ein zweites Ventil, das auf die Steuereinrichtung (74) zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) anspricht, und eine zweite Öffnung aufweist, die

in Reihe zu dem zweiten Ventil mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als jener der ersten Öffnung angeordnet ist.

5. System nach Anspruch 1, wobei:  
der erste Pfad ein erstes Ventil, das auf die Steuereinrichtung (74) zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) anspricht, und eine erste Öffnung aufweist, die in Reihe zu dem ersten Ventil mit einer relativ niedrigen Durchflussmengenkapazität angeordnet ist;  
der zweite Pfad parallel zu dem ersten Pfad zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) angeordnet ist und ein zweites Ventil, das auf die Steuereinrichtung (74) zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Einlass (90) anspricht, und eine zweite Öffnung aufweist, die in Reihe zu dem zweiten Ventil mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als jener der ersten Öffnung angeordnet ist; und  
ein dritter Pfad gemeinsam parallel zu dem ersten und dem zweiten Pfad angeordnet ist und ein zweites Rückschlagventil aufweist, das eine Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Auslass (112) bei einer zweiten vorbestimmten Druckdifferenz über dem ersten Rückschlagventil öffnet und die Verbindung bei einer geringeren Druckdifferenz als der zweiten Druckdifferenz über dem ersten Rückschlagventil schließt.

6. System nach Anspruch 1, ferner aufweisend: ein Proportionalventil (96), das auf die Steuereinrichtung (74) anspricht und mit dem Speicher (40) verbunden ist, und das einen ersten Zustand, in welchem der Hubraum erhöht ist, und einen zweiten Zustand aufweist, in welchem der Hubraum verringert ist.

7. System nach Anspruch 1, ferner aufweisend: ein Proportionalventil (96), das auf die Steuereinrichtung (74) anspricht und mit dem Speicher (40) verbunden ist, und das einen ersten Zustand, in welchem der Hubraum erhöht ist, und einen zweiten Zustand aufweist, in welchem der Hubraum verringert ist; und  
ein Absperrventil (128), das auf die Steuereinrichtung (74) zum Öffnen und Schließen einer Verbindung zwischen dem Speicher (40) und dem Proportionalventil (96) anspricht.

8. System nach Anspruch 1, wobei der erste Schaltkreis ferner aufweist:  
ein drittes Rückschlagventil zum Öffnen einer Verbindung zwischen dem Behälter (36) und dem Einlass (90) für den Pumpenbetrieb und zum Schließen der Verbindung für den Motorbetrieb.

9. System nach Anspruch 1, wobei der zweite Schaltkreis ferner aufweist:



ein viertes Rückschlagventil zum Öffnen einer Verbindung zwischen dem Behälter (36) und dem Auslass (112) für den Motorbetrieb und zum Schließen der Verbindung für den Pumpenbetrieb.

10. System nach Anspruch 1, wobei die Steuereinrichtung (74) einen Rückwärtszähl-Timer mit einem vorbestimmten Zeitraum aufweist, der mit dem Öffnen des ersten Pfades beginnt, wobei die Steuereinrichtung ferner den ersten Pfad nach Ablauf des vorbestimmten Zeitraumes schließt.

11. System nach Anspruch 1, wobei die Steuereinrichtung (74) ferner den Hubraum während des Pumpenbetriebs und des Motorbetriebs steuert.

12. Verfahren zum Schalten des Betriebs eines Hydraulikantriebssystems zwischen Pumpenbetrieb und Motorbetrieb bei einem Fahrzeug, das Räder (12, 14) aufweist, die in Antriebsverbindung mit einer Pumpe/Motor (26) mit einem Einlass (90), einem Auslass (112) und einem variablen Hubraum zum Pumpen von Fluid zwischen einem Hochdruckspeicher (40) und einem Niederdruckbehälter (36) sind, wobei das Verfahren die folgenden Schritte umfasst: Bestimmen aus momentanen Bedingungen, ob die Pumpe/Motor (26) in Pumpenbetrieb oder Motorbetrieb eintreten soll;

Abwechselndes Eintreten in und Austreten aus Pumpenbetrieb und Motorbetrieb;

Erhöhen und Variieren des Hubraumes während des Pumpenbetriebs und des Motorbetriebs; und

Verringern des Hubraumes auf im Wesentlichen Null Hubraum vor dem Austreten aus dem Pumpenbetrieb oder dem Motorbetrieb.

13. Verfahren nach Anspruch 12, ferner umfassend:

Bereitstellen eines ersten Schaltkreises, der den Einlass (90) mit dem Behälter (36) verbindet und den Auslass (112) mit dem Speicher (40) verbindet.

14. Verfahren nach Anspruch 12, ferner umfassend:

Bereitstellen eines zweiten Schaltkreises, der den Einlass (90) mit dem Speicher (40) verbindet und den Auslass (112) mit dem Behälter (36) verbindet, und der einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als der des ersten Pfades aufweist; und

Öffnen und Schließen des ersten Pfades während des Motorbetriebs.

15. Verfahren nach Anspruch 12, ferner umfassend:

Bereitstellen eines ersten Schaltkreises, der den Einlass (90) mit dem Behälter (36) verbindet und den Auslass (112) mit dem Speicher (40) verbindet;

Bereitstellen eines zweiten Schaltkreises, der den

Einlass (90) mit dem Speicher (40) verbindet und den Auslass (112) mit dem Behälter (36) verbindet, und der einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als der des ersten Pfades aufweist; und  
Öffnen und Schließen des ersten Pfades während des Motorbetriebs.

16. Verfahren nach Anspruch 12, ferner umfassend:

Bereitstellen eines ersten Schaltkreises, der den Einlass (90) mit dem Behälter (36) verbindet und den Auslass (112) mit dem Speicher (40) verbindet;

Bereitstellen eines zweiten Schaltkreises, der den Einlass (90) mit dem Speicher (40) verbindet und den Auslass (112) mit dem Behälter (36) verbindet, und der einen ersten Pfad mit einer niedrigen Durchflussmengenkapazität und einen zweiten Pfad mit einer höheren Durchflussmengenkapazität als der des ersten Pfades aufweist;

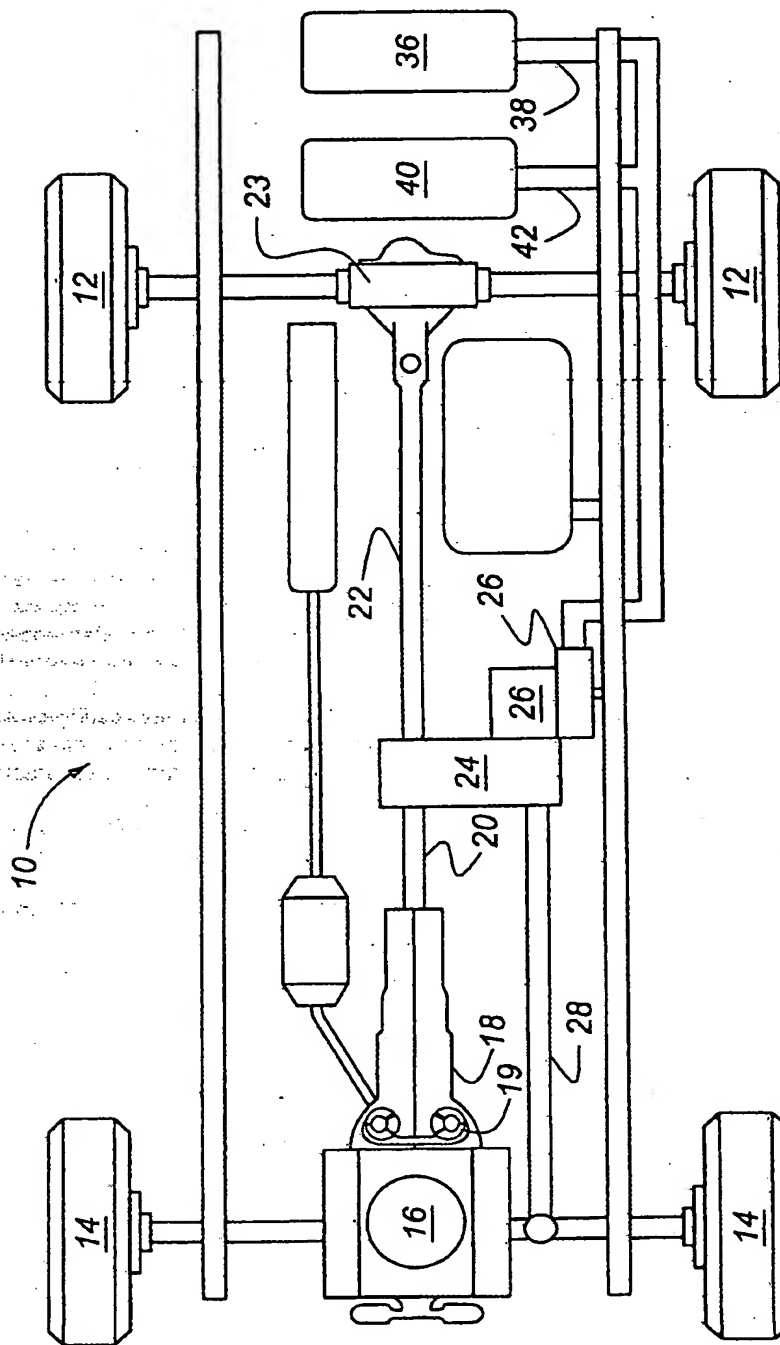
Öffnen und Schließen des ersten Pfades während des Motorbetriebs;

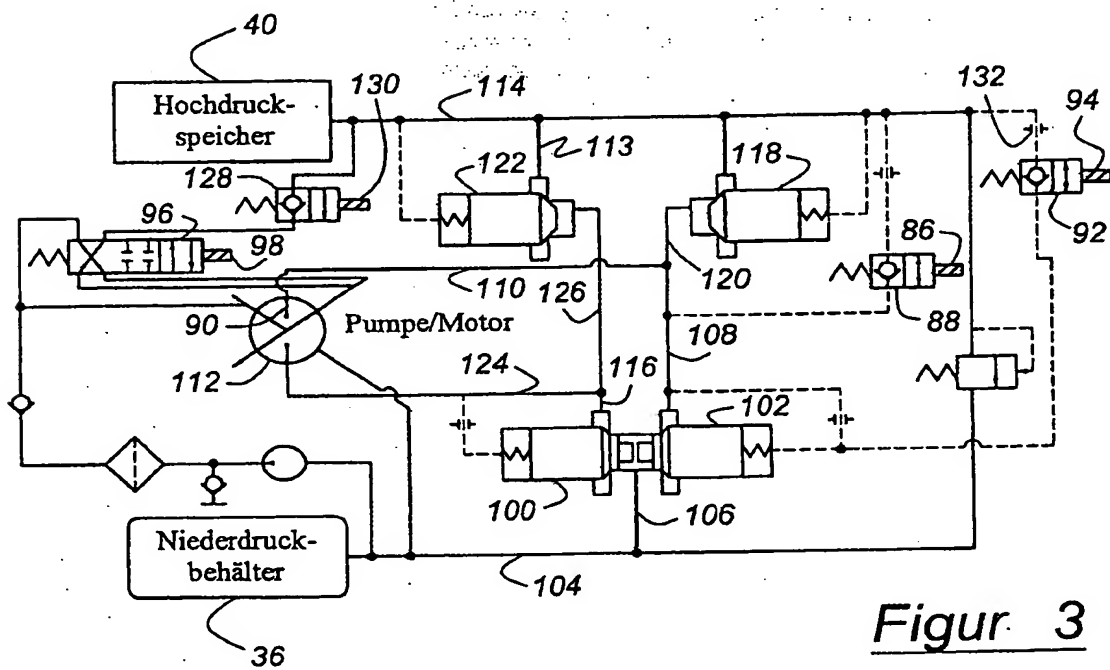
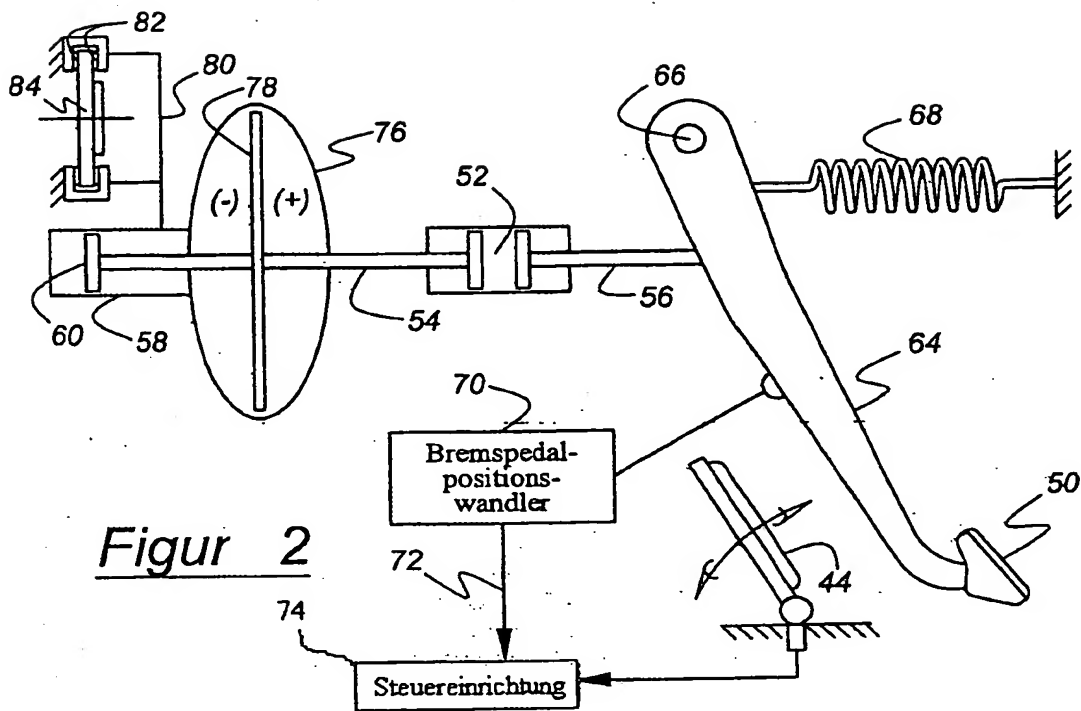
Starten eines Rückwärtszähl-Timers mit einem vorbestimmten Zeitraum auf das Öffnen des ersten Pfades; und

Schließen des ersten Pfades nach Ablauf des vorbestimmten Zeitraumes.

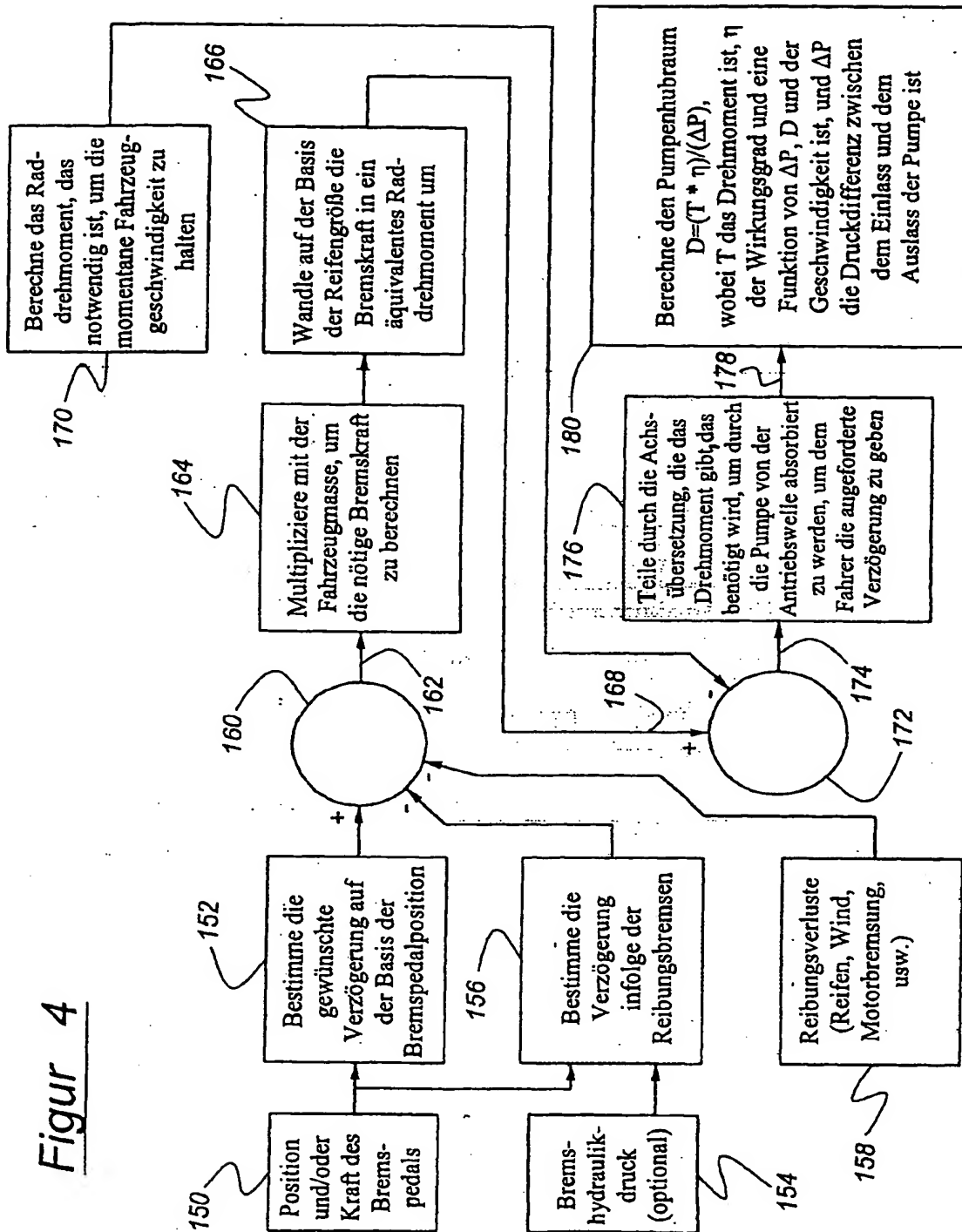
Es folgen 5 Blatt Zeichnungen

Figur 1

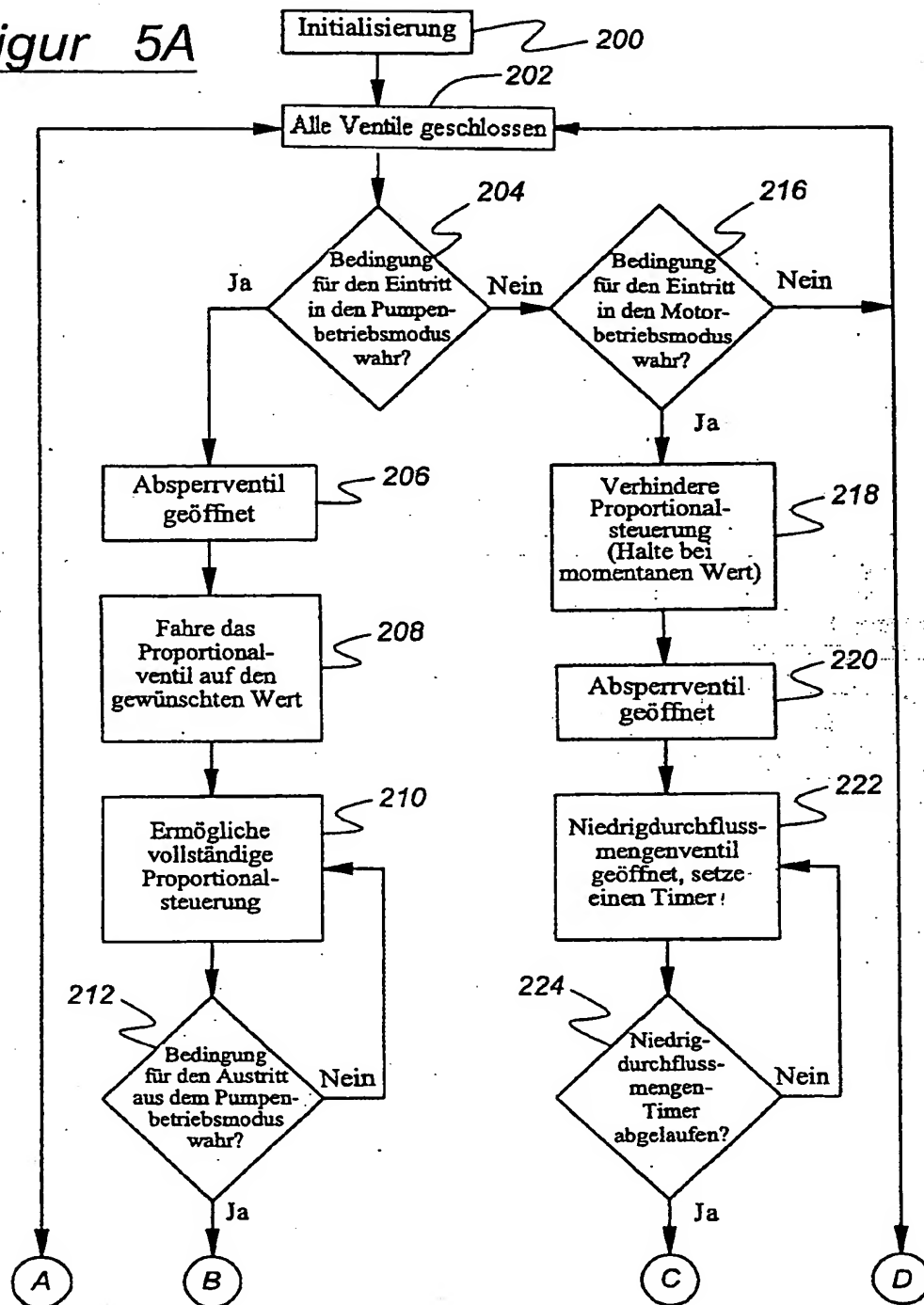


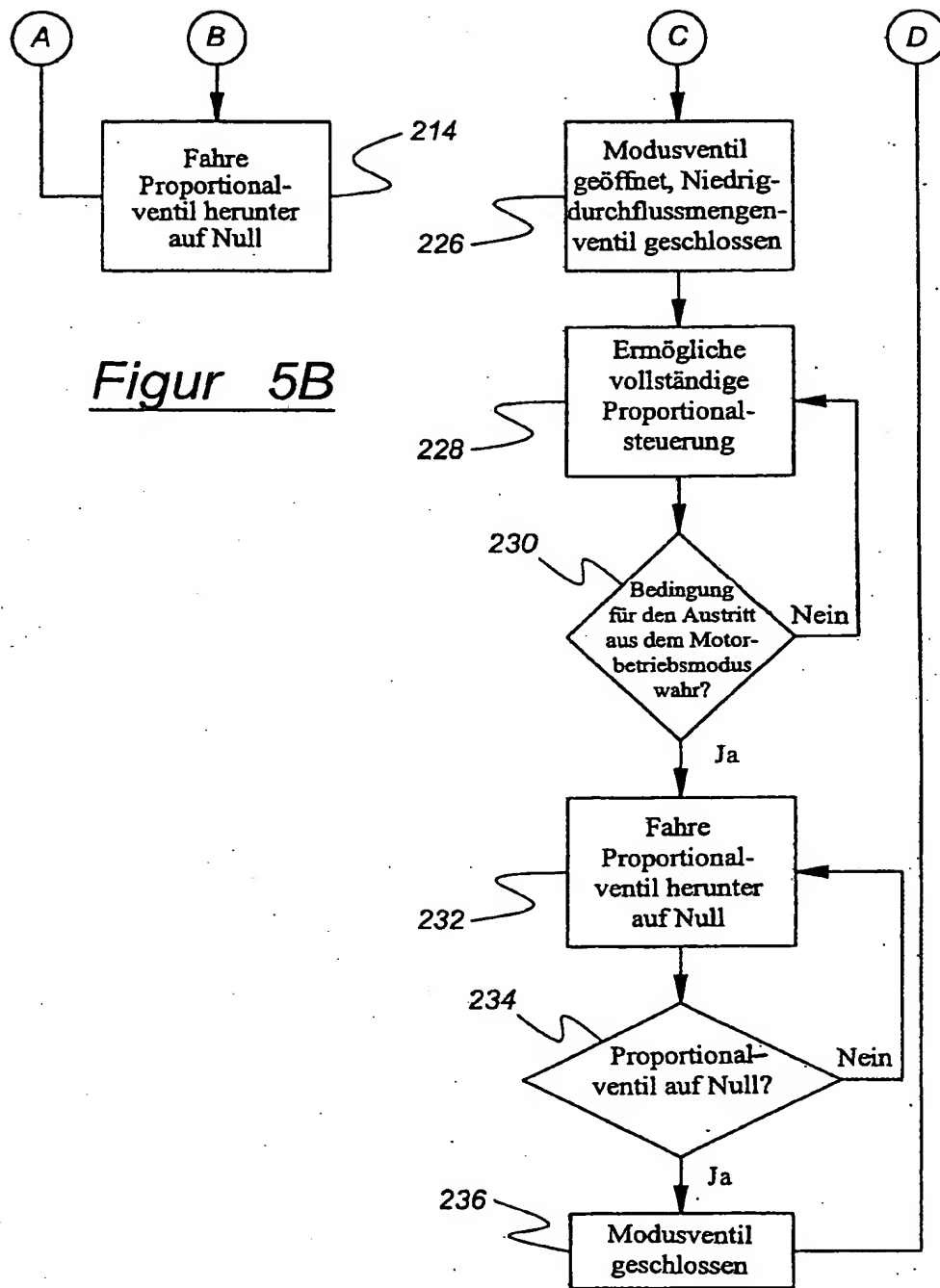


Figur 4



Figur 5A





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**